ARTICLE PRINCIPAL

Recouvrant en partie

LA THESE DE DOCTEUR INGENIEUR

présentée

A LA FACULTE DES SCIENCES

de PARIS

par

M. HORTOBAGYI Ferenc

pour obtenir

le titre de Docteur Ingénieur

Sujet de la Thèse : "Contribution à l'étude des compresseurs centrifuges à hautes performances".

Soutenue le : 16 Décembre 1966

Devant la Commission d'Examen

MM. SIESTRUNCK ..... Président

VICHNIEVSKY ..... Examinateurs

CHAFFIOTTE

Quelques résultats d'essais sur un compresseur centrifuge à hautes performances

F. HORTOBAGYI

Article paru dans Entropie *n° 20 de mars-avril 1968*

Quelques résultats d'essais sur un compresseur centrifuge à hautes performances

F. HORTOBAGYI
Docteur-Ingénieur
S E M HISPANO-SUIZA

Après une brève description de l'installation d'essai en boucle fermée, l'auteur présente et analyse les résultats obtenus à l'aide d'un compresseur centrifuge à performances élevées. ◇ Les courbes caractéristiques des composantes sont établies sur la base de mesures, ainsi que le rendement du rouet et du diffuseur et le coefficient de glissement du rouet. Une attention particulière est consacrée au fonctionnement du diffuseur à l'écoulement supersonique. Les caractéristiques générales du compresseur complètent l'article.

After a brief description of the closed test loop equipment, the author presents and gives an analysis of the results obtained with a high rate centrifugal compressor. ◇ The characteristic curves of the components, as well as the impeller and diffuser efficiencies and the impeller slip coefficient are deduced from the measurements. A peculiar attention is devoted to the operation of the supersonic flow diffuser. At the end of the paper, the main features of the compressor are presented.

Nach einer kurzen Beschreibung der Versuchsanlage mit geschlossener Ringleitung, stellt der Verfasser die mit Hilfe eines Zentrifugalkompressoren bei hohen Leistungen erreichten Ergebnisse dar, und er überprüft sie. ◇ Die karakteristischen Kurven der Anteile werden auf die Grundlage von Abmessungen festgestellt, und so ist auch der Fall bei dem Wirkungsgrad des Laufrades und des Diffusors und bei dem Minderleistungsfaktor (des Laufrades). Eine besondere Aufmerksamkeit wird den Wirkung des Diffusors mit Überschallströmung gewidmet. Die allgemeinen Karakteristiken des Kompressoren ergänzen den Artikel.

Despues de describir brevemente la instalación de ensayo en circuito cerrado, presenta y analiza el autor los resultados obtenidos con la ayuda de un compresor centrífugo a características elevadas. ◇ Las curvas características de los elementos constituyentes se establecen sobre la base de medidas, tal como el rendimiento de la roldaña, del difusor y el coeficiente de resbalamiento de la roldaña. Se pone un cuidado particular en el funcionamiento del difusor con flujo supersónico. Completan el artículo las características generales del compresor.

1 PRINCIPALES NOTATIONS UTILISÉES

a Célérité du son.
h Enthalpie.
k_f Constante de frottement de disque (sans dimensions).
l Largeur du rouet à la sortie.
m Débit massique.
q Chaleur.
v Vitesse.
A Surface.
D Diamètre de rouet.
H Enthalpie totale
K Nombre d'aubes.
L Travail introduit par les flasques tournants.
M Nombre de Mach.
N Vitesse de rotation.
Q Chaleur.
Débit.
R_e Nombre de Reynolds.
S Section du col du diffuseur.
U Vitesse périphérique.
α Angle de l'écoulement dans un système de référence fixe.
β Angle de sortie du rouet.
η Rendement.
σ Coefficient du glissement.

$\varphi = \dfrac{Q_v}{ND^3}$ Coefficient de débit.

$\Phi = \dfrac{4Q_v}{a_0 D_e^2}$

π Coefficient de récupération de pression

Indices

O Valeur de référence.
adm Admission.
ad Adiabatique.
D Diffuseur.
deb Débitant.
e Extérieur.
éch Échangée (chaleur).
frot Frottement.
i Intérieur.
m Moyen.
pol Polytropique.
S Statique sortie du rouet.
u Composante tangentielle.
v Volumique.

2 PRÉAMBULE

La recherche des puissances, donc des débits toujours plus grands pour les turbomachines aéronautiques a diminué l'intérêt des compresseurs centrifuges défavorisés à cet égard par leur configuration géométrique. Ainsi, dans la période d'après guerre, les turbomoteurs munis de compresseurs centrifuges ont été progressivement abandonnés au profit des machines axiales qui règnent désormais presque en exclusivité en surclassant leur concurrent même au point de vue rendement. Ceci tient au fait que la grande simplicité apparente des machines radiales cache un écoulement tridimensionnel fort compliqué. Tandis que pour les machines axiales on a réussi à introduire les résultats d'essais de grille dans le calcul et à obtenir ainsi une

méthode numérique relativement précise et facilement applicable, les tentatives de ce genre ne donnent que des résultats beaucoup moins satisfaisants pour les machines centrifuges. Le calcul de ces dernières continue à s'appuyer sur la théorie du mouvement potentiel et il n'existe pas de critères de charge suffisamment précis pour permettre d'éviter le décollement de la couche limite.

Le tracé du compresseur et la prévision des performances de la machine sont restés assez empiriques et dépendent beaucoup de l'expérience du constructeur. On peut donc dire qu'il existe des techniques de compresseur centrifuge liées à un constructeur, et dans ce qui suit, nous nous proposons de faire quelques commentaires au sujet des résultats d'essais d'un compresseur du type Hispano-Suiza. En effet, son élimination dans l'aéronautique due à l'insuffisance de capacité volumétrique ne signifie nullement la disparition de cette machine. Elle garde la supériorité de ce même point de vue par rapport aux machines alternatives et offre en plus des avantages incontestables comme la marche équilibrée, la simplicité mécanique, la robustesse et la compacité. De ce fait, son domaine d'application ne cesse de croître dans les différentes branches de l'industrie et ceci, en particulier, au détriment des compresseurs volumétriques. L'utilisation des matériaux de construction à haute résistance permet de réaliser des rapports de compression très élevés par étage, ouvrant la voie aux machines supersoniques.

3 DESCRIPTION DE L'INSTALLATION D'ESSAIS

Les essais, dont nous faisons état, ont été essentiellement réalisés sur un banc à boucle fermée dans les Ateliers de la SEM Hispano-Suiza à Bois-Colombes.

3.1 Groupe compresseur

Le compresseur d'essai du type centrifuge monocellulaire est une machine prototype conçue pour fournir des performances aérodynamiques élevées. (fig. 1). L'écoulement, admis axialement, passe à travers une rangée d'aubes de prérotation à calage variable puis entre dans la roue où il subit une double déflexion, axiale et radiale. Le rouet est fermé des deux côtés par des voiles solidaires qui dépassent légèrement le diamètre extérieur des aubes. Un diffuseur court, lisse, classique, à faces parallèles, s'intercale entre le mobile et le diffuseur à aubes.

Ce dernier comprend deux parties :

— la première est réglable pour permettre une adaptation aux différents débits,
— la deuxième, séparée de la précédente par une fente, est fixe.

L'écoulement ralentit dans le canal formé par les aubes de diffuseur, et passe dans un caisson annulaire pour être refoulé finalement par un conduit tangentiel. La roue du compresseur montée en porte à faux sur une pivoterie est entraînée par un moteur électrique à vitesse variable par l'intermédiaire d'un multiplicateur à axes parallèles. Un système d'étanchéité tournant sépare hermétiquement l'enceinte du gaz du carter de la pivoterie.

3.2 Circuit du fluide

Le compresseur dont nous venons de donner une description sommaire fait partie d'une boucle fermée

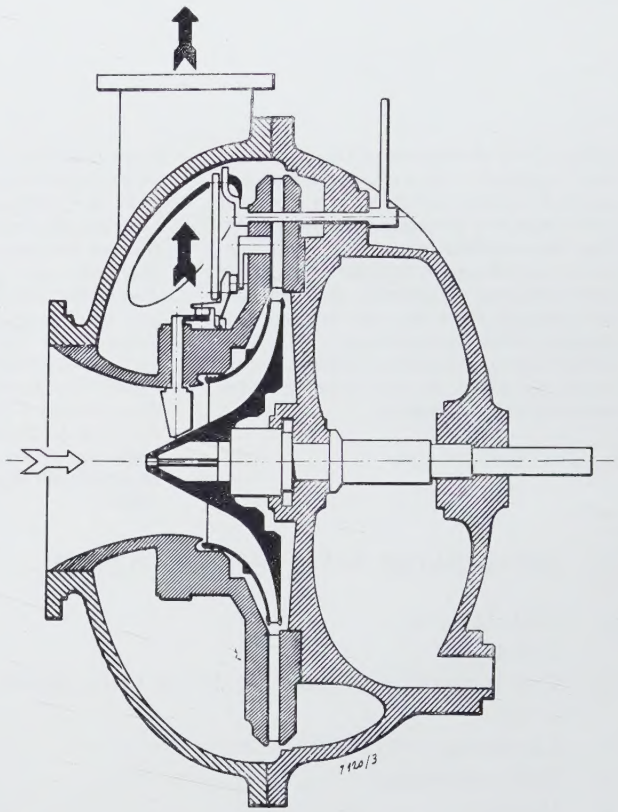


Fig. 1 Coupe d'un compresseur centrifuge

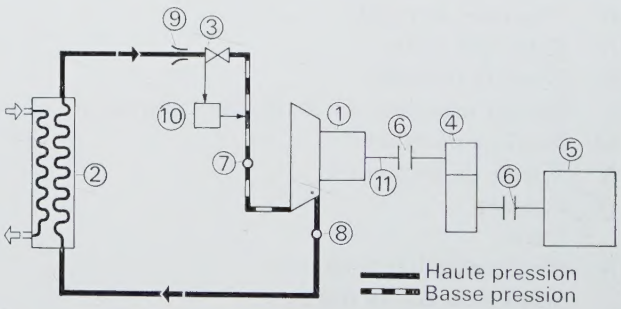


Fig. 2 Schéma de l'installation d'essais

Composants de l'installation

① *Compresseur*
② *Réfrigérant*
③ *Vanne de laminage*
④ *Multiplicateur*
⑤ *Moteur électrique*
⑥ *Accouplement*

Mesures

⑦ *Conditions d'admission*
⑧ *Conditions de refoulement*
⑨ *Débit*
⑩ *Vitesse du son*
⑪ *Vitesse de rotation*

UNIV. LEIDEN BIBL.

et étanche, dont il est l'organe moteur (fig. 2). Le fluide est aspiré à une température voisine de l'ambiance et comprimé, il passe ensuite dans un échangeur tubulaire gaz-eau à simple passage, qui le refroidit. On rétablit finalement les conditions de l'aspiration par vannage. La figure 3 donne une vue de l'installation d'essais. Le choix du fluide et du niveau de pression pour les essais a été commandé par les avantages énergétiques, et par la possibilité, avec un fluide à faible vitesse du son, d'étudier des régimes à nombre de Mach élevés, sans pour autant engendrer des contraintes excessives dans les parties tournantes.

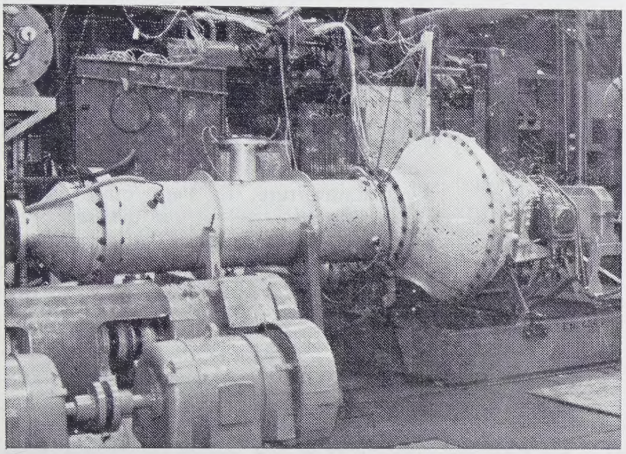


Fig. 3 Compresseur au banc d'essais

3.3 Choix du fluide et des conditions d'essais

Le fluide utilisé aux essais est le tétrafluorodichloroéthane, désigné dans l'industrie frigorifique par R114, formule : $C_2F_4Cl_2$.

3.4 Appareils de mesure et mesures effectuées

Pour mesurer les différentes grandeurs, nous avons utilisé les appareils suivants :

Débit	Tuyère normalisée
Température	Thermomètres à mercure dans des gaines communiquant avec le fluide
Pression	Manomètres à mercure, 3 sondes disposées à 120°
Vitesse de rotation	Émetteur d'impulsions magnétique monté sur l'arbre, avec fréquencemètre « Rochar »
Vitesse du son à l'admission	Analyseur sonique Hispano-Suiza, type 62, avec fréquencemètre « Rochar »

On mesure la pression et la température avant la bride d'admission et après la bride de refoulement du compresseur. Des prises de pression statique sont prévues dans le diffuseur lisse à un rayon constant et dans les canaux du diffuseur à aubes, le long d'une ligne de courant voisine de l'intrados des aubes pour deux calages différents, correspondant respectivement à une grande et une petite ouverture des canaux (fig. 4). Une prise de pression totale dans la partie lisse du diffuseur permet de connaître le nombre de Mach local de l'écoulement.

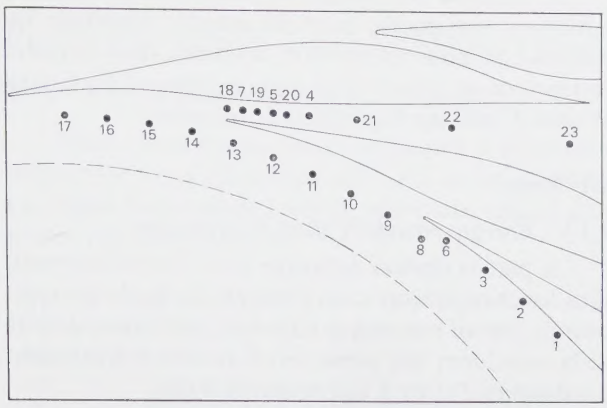


Fig. 4 Disposition des prises statiques dans le diffuseur

Nous avons relevé les caractéristiques de l'écoulement dans deux positions de calage du diffuseur pour M = 2-1,725-1,33, où M est le nombre de Mach défini par le rapport de la vitesse périphérique à la célérité du son à l'admission dans les conditions d'arrêt de l'écoulement. Dans le cas de la grande ouverture, les aubes de prérotation sont sensiblement sans action sur l'écoulement (calage de 0°), tandis que dans le cas de petite ouverture nous avons choisi un angle de calage des aubes de prérotation de 38° par rapport à la vitesse axiale.

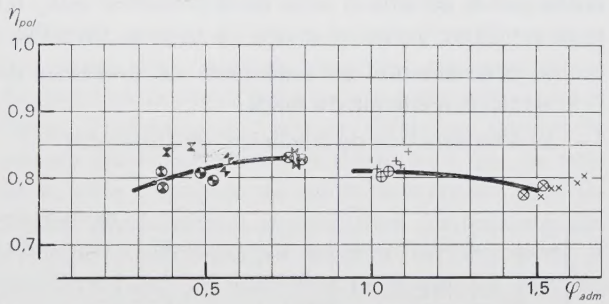


Fig. 5 Rendement de compression statique

Symboles pour figures 5 et les suivantes

M	Grande ouverture	Petite ouverture
2	×	⋈
1,725	+	ϟ
1,33		⧗

○ Point en proximité de la ligne de pompage

3.5 Conduite des essais

Une pompe à vide volumétrique évacue l'air et le gaz de l'enceinte à plusieurs reprises, jusqu'à ce que le taux d'impuretés admissible soit assuré. Une stabilisation thermique du circuit a précédé chaque fois la lecture de valeurs aux différents points de fonctionnement.

4 ANALYSE DES RÉSULTATS D'ESSAIS

Nous procédons à la discussion des résultats expérimentaux dans l'ordre du passage du fluide dans

les parties successives de la machine et terminons par les résultats globaux.

L'influence du calage des aubes de prérotation d'ailleurs négligeable pour la grande ouverture du diffuseur ne pourrait pas être explicitée dans le cadre restreint de cet article, nous nous contentons donc dans la suite d'indiquer la position de ces aubes.

4.1 Roue

4.1.1 *Énergie introduite dans l'écoulement*

A part la chaleur échangée avec l'environnement, tous les changements dans l'énergie du fluide proviennent du travail mécanique introduit par l'intermédiaire de la roue, dont une partie sert à vaincre le frottement des flasques, l'autre à comprimer le fluide.

Pour les pertes par frottement, diverses formules ont été proposées dans la littérature. La relation suivante donne les pertes d'enthalpie massique rapportées au carré de la vitesse périphérique du rouet.

$$h_d = \frac{k_f}{R_e^{0,2}} \frac{D_e}{l} \frac{U}{v_{\text{deb}}}$$

Quant au travail de compression, il est possible de l'évaluer à partir de la connaissance des vecteurs de vitesse à l'admission et à la sortie. Nous pouvons, dans la plupart des cas, calculer la vitesse à l'admission avec une précision satisfaisante. Pour connaître la vitesse dans le plan de sortie de la roue, il faut introduire le coefficient de glissement défini par le rapport $\sigma = (v_u/U)$ et le problème du calcul global de la roue nécessite :

— la détermination du rendement du processus de transfert d'énergie du fluide,

— la détermination du coefficient de glissement.

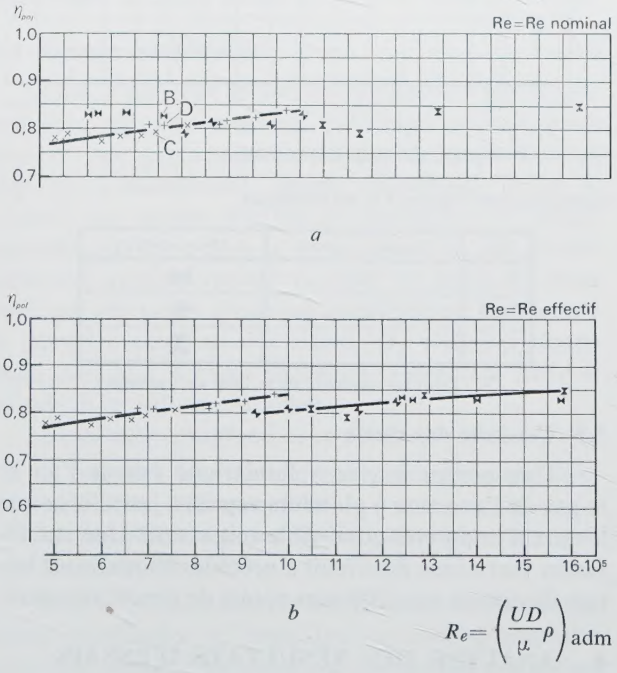


Fig. 6 Rendement de compression statique Pour les symboles : voir figure 5.

4.1.2 *Rendement du rouet*

Nous avons porté sur la figure 5 le rendement polytropique de compression dans le rouet en fonction du coefficient de débit à l'admission, et sur la figure 6*a* en fonction du nombre de Reynolds. On constate que les points correspondants à la grande ouverture du diffuseur s'alignent sur une ligne quasi droite, bien qu'ils soient représentatifs à la fois d'une valeur du nombre de Mach et du nombre de Reynolds. Il est donc difficile de déceler une influence du nombre de Mach dans le domaine considéré. En effet, les points *C* et *D* aux nombres de Reynolds et aux rendements identiques correspondent à des nombres de Mach différents.

Le tableau ci-dessous donne les nombres de Mach relatifs de l'écoulement au diamètre extérieur de la roue d'entrée :

M périphérique	*M* relatif à l'admission	
	Grande ouverture de diffuseur	Petite ouverture de diffuseur
2	1,1	0,9
1,725	0,9	0,8
1,33	—	0,65

La position plus fermée des aubes de prérotation calées à 38° par rapport à la vitesse axiale avantage donc considérablement les régimes de petite ouverture au point de vue nombre de Mach relatif. Néanmoins, la faible valeur du débit réduit laisserait prévoir une séparation de flux à l'intérieur des canaux du rouet, donc un rendement inférieur à celui de grande ouverture du diffuseur pour les mêmes nombres de Mach et de Reynolds. Or, les points de l'isovitesse $M = 2$ de petite ouverture se situent au-dessus de la courbe. Il est particulièrement instructif de noter les positions respectives des points *B* et *D* pour lesquels la condition de l'égalité des deux nombres est remplie. Supposons que dans les régimes où les aubes de prérotation sont calées à 38°, le flux se sépare du profil après le bord d'attaque. Il quittera la grille avec une turbulence plus forte que dans les régimes à grande ouverture où les aubes de

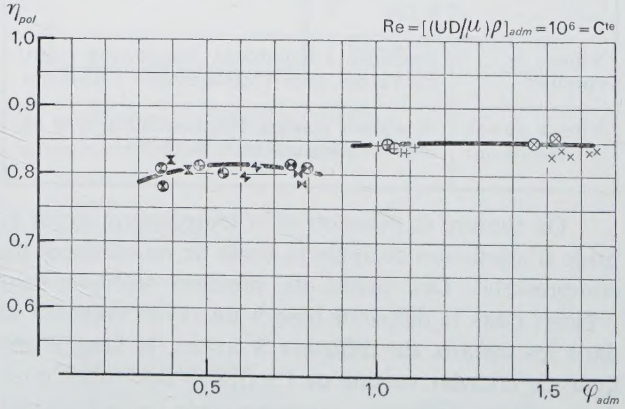


Fig. 7 Rendement de compression statique. Pour les symboles : voir figure 5

prérotation sont approximativement en position de portance nulle. La forte turbulence de l'écoulement fera retarder la séparation de la couche limite dans le rouet et il en résulte un rendement plus élevé que dans un écoulement de même nombre de Reynolds mais moins turbulent. Pour faire apparaître l'influence du nombre de Reynolds effectif sur le rendement, il est possible d'appliquer un facteur de turbulence de manière à faire aligner les points correspondants à la petite ouverture de diffuseur. Ceci est en réalité un artifice qui fait attribuer le gain sur les pertes de séparation dû à la turbulence du flux à une apparente diminution des pertes visqueuses (fig. 6*b*) La figure 7 représente l'évolution du rendement polytropique du rouet en fonction des débits pour un nombre de Reynolds supposé constant.

4.1.3 *Examen des formules en usage pour calculer le coefficient du glissement*

Il existe de nombreuses formules approximatives pour calculer le coefficient de glissement, elles peuvent se mettre sous la forme générale :

$$\sigma = \sigma\left(K; \frac{D_e}{D_i}; \beta\right)$$

qui donne d'ailleurs satisfaction dans la plupart des problèmes habituels. Cette relation n'est valable à la rigueur qu'au point nominal de fonctionnement en écoulement stationnaire d'un fluide bien défini, dans les conditions telles que les phénomènes d'échange de chaleur soient négligeables. Elle suppose que l'influence de la courbure de la ligne médiane du canal de la roue soit négligeable et ne tient pas compte de la présence éventuelle d'une roue d'entrée. Il est intéressant de noter aussi que cette espression ne fait apparaître ni l'effet d'échelle (R_e), ni l'importance éventuelle de la variation de largeur des aubes dans le plan passant par l'axe de rotation et que la valeur du Mach est considérée sans influence.
Par définition :

$$\sigma = \frac{v_u}{U} = 1 - \lambda \operatorname{ctg} \beta$$

où :

$$\lambda = \frac{v_{deb}}{U}$$

Il est évident que $v_{deb} U$ aussi bien que β ont des valeurs variables dans la section de sortie du rouet et que pour le calcul global des compresseurs, seule la valeur moyenne nous intéresse.

$$\sigma = \frac{1}{A} \int_A \int (1 - \lambda \operatorname{ctg} \beta) \mathrm{d}A$$

où A représente l'aire de la section de sortie. Le coefficient de glissement ne peut donc être évalué que si on connaît le champ de vitesse à la sortie du rouet mais aussi est-il plus pratique de la calculer à partir de l'accroissement d'enthalpie entre les sections d'admission et de refoulement du compresseur

$$H_2 - H_1 = (m + \Delta m)[\sigma U_e^2 - (U v_u)_i + L] + q_{frot} + q_{ech}$$

4.1.4 *Valeurs expérimentales du glissement*

Nous avons représenté sur la figure 8 le glissement en fonction du coefficient de débit à la sortie du rouet. Les lignes horizontales correspondent aux valeurs proposées par divers auteurs.

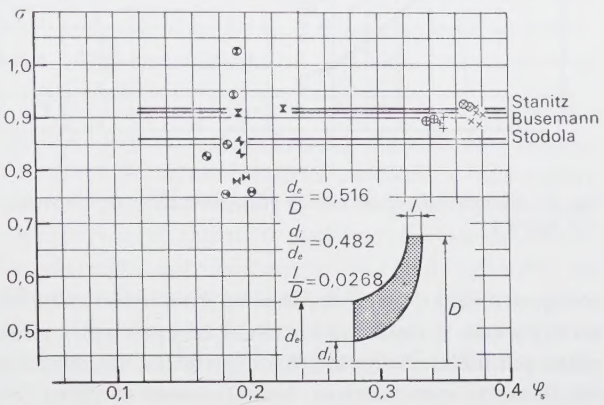


Fig. 8 Évolution du coefficient de glissement. Pour les symboles : voir figure 5

Les mêmes points sont portés en fonction du coefficient de débit à l'admission (fig. 9). Pour indiquer l'incidence des erreurs de mesure et des imprécisions du calcul sur la position des points, nous avons tracé la limite d'influence des erreurs aléatoires (erreur de mesure des températures, de débit, etc.), par un trait fin et celle conjuguée de ces mêmes erreurs avec les erreurs systématiques (erreur dans l'estimation des différents coefficients) par un trait fort. On vérifie la quasi-constance du coefficient de glissement pour les points de grands débits. Pour les débits faibles, par contre, les valeurs évoluent fortement. En raison des décollements dans le rouet, l'image de l'écoulement serait modifiée à tel point que le glissement pourrait éventuellement prendre des valeurs supérieures à l'unité.

4.2 Diffuseur

Le diffuseur comprend essentiellement trois parties :

— un diffuseur lisse mobile (diffuseur rotorique)
— un diffuseur lisse statique
— un diffuseur à aubes

La présence du diffuseur rotorique peut favoriser le bon amorçage de la diffusion, mais dans la machine étudiée par suite de ses dimensions restreintes, son apport du travail à l'écoulement passant entre ses flasques est faible, aussi, contentons-nous d'analyser le rôle du diffuseur lisse statique et du diffuseur à aubes.

4-2-1 *Diffuseur lisse*

Aux grandes vitesses de rotation, l'écoulement sortant du rouet à un angle relativement faible par rapport à la tangente à la périphérie est animé d'une vitesse super-

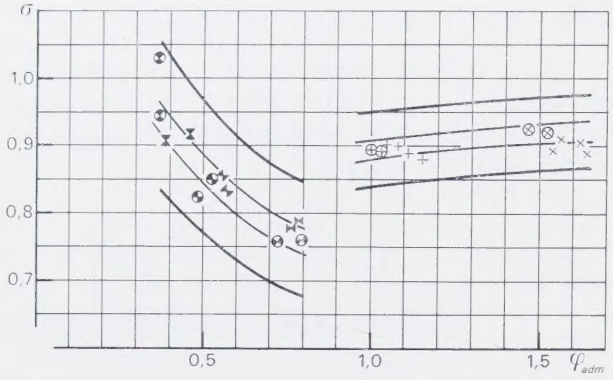


Fig. 9 Évolution du coefficient de glissement. Pour les symboles : voir figure 5

sonique. Avant d'atteindre le bord d'attaque des aubes du diffuseur, il parcourt un canal compris entre deux plans parallèles. Si on fait les hypothèses usuelles des écoulements stationnaires, irrotationnels et plans, on peut décrire le phénomène mathématiquement au moyen d'équations aux dérivées partielles du second ordre du type hyperbolique. La propriété d'orthogonalité entre des directions des deux familles des lignes caractéristiques donne la possibilité de résolution par intégration graphique pourvu que les conditions aux limites soient connues. Supposons une répartition de vitesse constante d'intensité et de direction connues à la périphérie du rouet. Nous nous trouvons ainsi en présence du problème de Cauchy et nous pouvons définir le champ des vitesses non perturbées.

4.2.1.1 Perturbations dans l'écoulement

La présence des obstacles dans le courant — tels que les aubes du diffuseur — crée des perturbations. Le caractère particulier de l'écoulement fait que ces dernières peuvent se propager vers des régions à nombres de Mach plus élevés.

Les conditions aux limites à la périphérie du rouet et la géométrie des aubes permettent de définir la perturbation au bord d'attaque des aubes et le champ de l'écoulement perturbé. Connaissant les écoulements perturbés et non perturbés, il est possible de définir la nature et l'importance des discontinuités apparaissant dans le fluide. Les perturbations engendrées par les aubes atteignent la périphérie du rouet et en général pénètrent en partie à l'intérieur de celui-ci et sont réfléchies en partie sur la surface périphérique.

4.2.1.2 Solution graphique de l'écoulement dans le diffuseur lisse

Nous avons construit la solution graphique correspondant à un écoulement de fréon ($\gamma = 1{,}075$) à nombre de Mach périphérique égal à 2.

Le diffuseur est alimenté par un écoulement supersonique uniforme et stationnaire caractérisé à la périphérie du rouet par un nombre de Busemann $P = 973$ et par un angle constant $\alpha = 3°$ par rapport à la direction tangentielle. La géométrie du diffuseur est supposée connue (voir fig. 10).

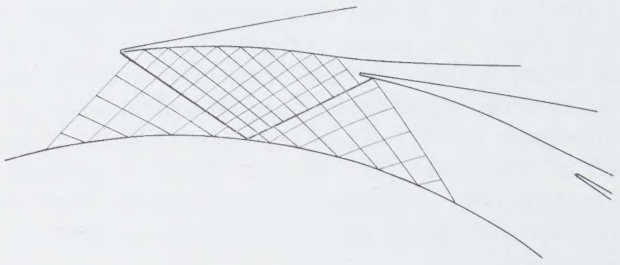


Fig. 10 Écoulement dans le diffusuer lisse

Par les constructions graphiques, nous aboutissons à des configurations d'écoulement qui ne sont pas compatibles avec les hypothèses de départ. On constate cependant que :

— les perturbations, même élémentaires, engendrées par les aubes de diffuseur, entraînent des glisements dans l'écoulement, même dans le cas d'une répartition de vitesse uniforme à la périphérie; donc un tel écoulement ne peut être irrotationnel,

— la perturbation représentée par l'onde réfléchie doit être de nature opposée à celle de l'onde incidente. La surface périphérique de rouet est donc assimilable au point de vue réflexion à une surface isobare. Ce résultat est confirmé par la vue strioscopique (*) présentée sur la figure 11 qui montre un diffuseur précédé d'un onde de choc droite détachée. L'onde est affaiblie en s'approchant de la périphérie du rouet. La région claire reliant la partie située après le bord d'attaque du diffuseur à la périphérie du rouet peut être interprétée comme un faisceau d'ondes de détente.

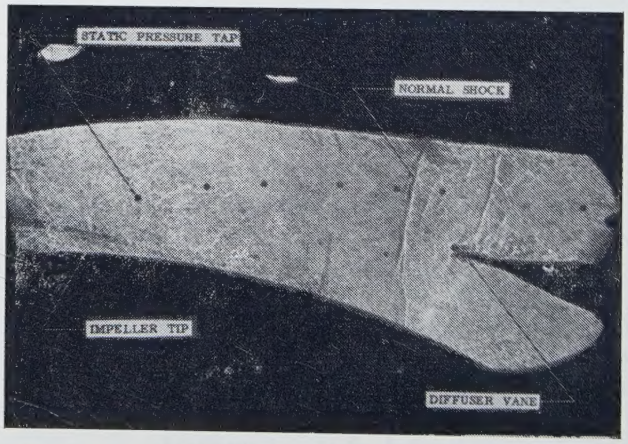
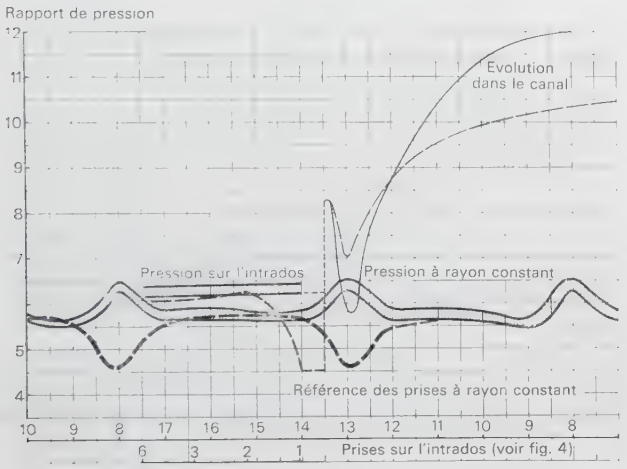


Fig. 11 Perturbation de l'écoulement à l'admission d'un diffuseur supersonique. Photo reproduite de la référence [5]

(*) Cette photo est reproduite de la référence [5] et représente le diffuseur d'un compresseur construit par Boeing Airplane Co.

4.2.1.3 Évolution de la pression dans un diffuseur lisse. Évolution à la périphérie du rouet

Les relevés de pression effectués à un rayon constant dans le diffuseur lisse montrent une évolution périodique, les pics ou creux de pression se trouvant dans les zones situées en face des bords d'attaque des aubes (fig. 12). Les courbes tracées en traits continus correspondent à la grande ouverture du col du diffuseur, celles en traits discontinus à la petite ouverture. La dispersion des points expérimentaux est caractéristique de l'influence de la contre-pression imposée par le vannage du circuit. Pour un débit plus fort à une vitesse donnée, le rapport de pression fourni par le rouet est très légèrement supérieur au rapport correspondant à un débit plus faible. Comme les sauts locaux de pression correspondants aux pics ou creux sont indépendants du vannage du circuit, il faut croire que la variation du rapport de pression fournie par le rouet provient du changement dans les conditions de fonc-



$M = U/a_0 = 2$

Fig. 12 Évolution de pression dans le diffuseur lisse
——— *diffuseur à grande ouverture*
— — — *diffuseur à petite ouverture*

tionnement de ce dernier, en particulier de la diminution du nombre de R_e à l'admission du rouet. On peut noter également que le saut de pression est plus important pour une grande ouverture du col du diffuseur, ce qui correspond à une position plus rapprochée des aubes de la périphérie du rouet. Les pressions relevées montrent aussi que la courbe caractéristique du rouet est plate, puisque les rapports de pression produits pour les deux ouvertures de diffuseur sont pratiquement identiques. La construction graphique a révélé que ce sont les prises se situant dans les zones en face des bords d'attaque qui mesurent sensiblement les conditions non perturbées. Pour les isovitesses M = 2-1,725, et dans la position grande ouverture des aubes, la perturbation engendrée au bord d'attaque est un faisceau de détente. En position petite ouverture des aubes, on constate la présence des ondes de compression. Pour l'isovitesse M = 1,33, l'onde engendrée est toujours une onde de compression.

La nature de ces pertubations dépend de la relation qui existe entre la position du bord d'attaque par rapport à la section effective du col du diffuseur.

4.2.1.4 Évolution de pression sur l'intrados des aubes

La pression statique sur l'intrados des aubes du diffuseur est également représentée sur la figure 12. Dans les cas correspondant à la petite ouverture du diffuseur, le flux subit une détente à proximité de l'entrée du canal de diffusion.

4.2.2 *Diffuseur à aubes*

On peut considérer le circuit du compresseur comme composé essentiellement d'un élément moteur (rouet) et de deux éléments récepteurs, une tuyère supersonique (diffuseur) et un organe de laminage réglable (vanne) reliant le diffuseur au reste du circuit. En première approximation, on peut assimiler un diffuseur supersonique à aubes à une soufflerie supersonique à deux cols dont on ne considère que la partie située en aval de la section maximale. En effet, l'écoulement supersonique sortant du rouet est capté par les aubes du diffuseur et ralenti dans les canaux inter-aubes.

4.2.2.1 Diffuseur à col fixe

Si la perte de charge de la vanne est faible, la contre-pression de la tuyère est faible, il y aura donc une forte détente; si par contre la perte de charge de la vanne est élevée, l'onde de choc remonte dans la tuyère. Cette onde de choc ne peut remonter de façon stable au-delà du col. En effet, d'après la théorie de la soufflerie supersonique à deux cols dans le cas d'une contre-pression trop forte, l'écoulement supersonique est désamorcé et l'onde remonte pour se fixer dans la partie divergente du premier col. Or, dans le cas du diffuseur, cela n'est pas possible puisque le premier col sonique est en général fictif et l'écoulement dans le rouet est subsonique. L'onde ne peut se fixer dans la partie convergente du deuxième col non plus, puisque cette position est instable par nature. Elle oscillera donc entre le col et la sortie du rouet créant ainsi un régime instable propre aux compresseurs supersoniques, régime qui n'est pas dû à une désadaptation de débit mais au comportement du deuxième col d'une soufflerie supersonique vis-à-vis de l'augmentation de la contre-pression.

4.2.2.2 Ouverture variable du col du diffuseur

Dans le cas d'un diffuseur à ouverture variable, la section du col peut être choisie de façon à adapter le compresseur à un débit quelconque dans les limites de la plage de fonctionnement stable du rouet. Le rouet peut donc être assimilé à un premier col de section variable dont les possibilités sont indiquées par sa courbe caractéristique. On déduit également de l'ana-

logie avec les soufflleries que pour le fonctionnement correct du diffuseur, il faut s'assurer que la section du deuxième col corresponde à peu près à une section

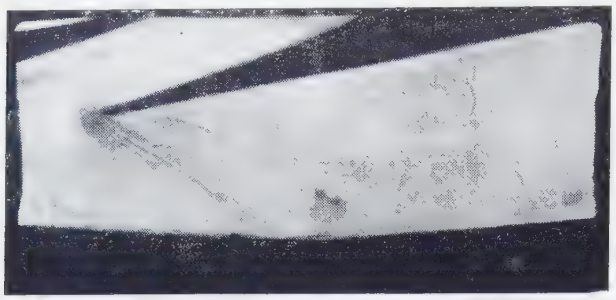


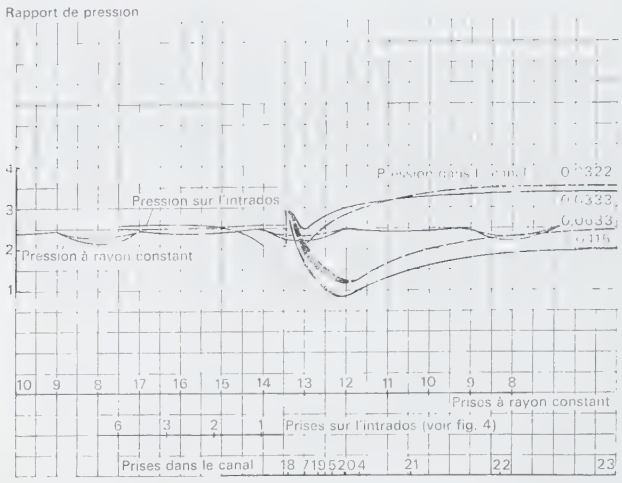
Fig. 13 Écoulement dans une grille radiale supersonique

sonique compte tenu des pertes de charge entre les deux cols. Si cette section devient trop petite, l'écoulement supersonique se désamorce et l'onde tente à remonter dans la partie divergente du premier col. La modification de la section du col obtenue par diminution du calage des aubes augmentera l'intensité du choc attaché au bord d'attaque. Ce dernier sera réfléchi sur la périphérie du rouet sous forme d'un faisceau de détente, créant ainsi les conditions nécessaires pour qu'une onde détachée stable puisse s'établir devant l'entrée du canal de diffuseur. Ce qui sera réalisé effectivement au moment où la section du deuxième col deviendra insuffisante.

Fig. 14 Écoulement dans une grille radiale supersonique

4.2.2.3 Système d'ondes dans le canal

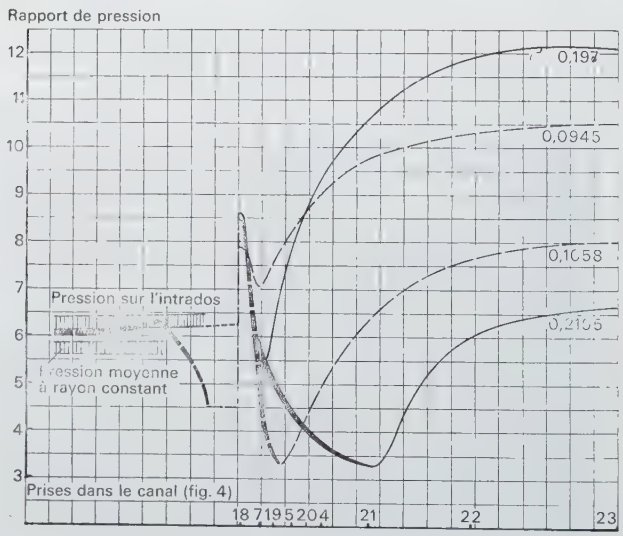
Les photos (fig. 13 et 14) prises dans la soufflerie supersonique de la SEM Hispano-Suiza, représentent le système d'ondes à l'entrée des aubes du diffuseur. Le diffuseur est alimenté par une rangée d'aubes distributrices, on ne peut donc pas voir l'interaction aubes-rouet. Le diffuseur est attaqué par un écoulement animé d'une vitesse supersonique correspondant à $M = 1{,}5 \sim 1{,}55$ au niveau du bord d'attaque pour deux positions de calage. Sur la figure 13, le diffuseur est en position d'ouverture. Sur le bord d'attaque, d'épaisseur finie, s'applique un choc droit au point d'arrêt qui sera affaibli par des ondes de détente engendrées par la courbure de la couche limite pour dévenir le choc oblique correspondant à l'écoulement global. La détente est apparemment suivie d'une surdétente, et d'une transition de la couche limite en couche turbulente, ce qui donne naissance à un choc secondaire. Les deux ondes sont réfléchies de façon régulière par l'intra-



$M = U/a_0 = 1.33$

Fig. 15 Évolution de pression dans le diffuseur
——— diffuseur à grande ouverture
— — — diffuseur à petite ouverture
Φ Voir les valeurs portées sur les courbes indiquant l'évolution de la pression dans le canal.

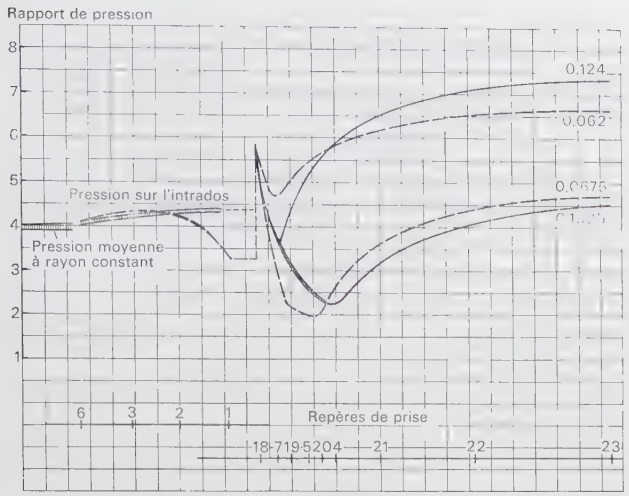
dos de l'aube voisine. Sur la figure 14, le diffuseur se trouve dans une position plus fermée que sur la précédente. L'évolution du fluide à proximité du bord d'attaque est analogue à celle montrée par la figure 13. On constate par contre un épaississement de la couche limite après la réflexion de la première onde oblique.



$M = U/a_0 = 2$

Fig. 16 Évolution de pression dans le canal du diffuseur
——— diffuseur à grande ouverture
— — — diffuseur à petite ouverture
Φ Voir les valeurs portées sur les courbes indiquant l'évolution de la pression dans le canal.

Le choc secondaire est réfléchi sur la couche limite, d'une épaisseur toujours croissante, à un angle plus grand que l'angle de l'incidence par rapport à la paroi, ce qui entraîne la formation d'une onde en lambda sur l'extrados. Les interactions entre les couches et l'onde font que la branche aval du lambda forme une onde quasi droite. Elle indique une très forte épaisseur de couche limite sur l'intrados de l'aube inférieure.



$M = U/a_0 = 1{,}725$

Fig. 17 Évolution de pression dans le diffuseur
——— diffuseur à grande ouverture
— — — diffuseur à petite ouverture
Φ Voir les valeurs portées sur les courbes indiquant l'évolution de la pression dans le canal.

4.2.2.4 Évolution de la pression dans le canal du diffuseur

Sur les figures 15, 16 et 17 nous avons porté l'évolution de la pression dans le canal pour les deux ouvertures du diffuseur et pour différents vannages du circuit. L'examen de ces figures permet de tirer les conclusions suivantes :

— l'évolution à l'intérieur du canal est déterminée essentiellement par la contre-pression imposée par vannage, c'est cette dernière qui définit la valeur maximale du nombre de Mach,

— la modification de l'ouverture du diffuseur entraîne un changement de la géométrie du canal, donc une évolution du flux un peu différente,

— on constate un changement important de la pression — donc de la vitesse — dans une partie très peu évolutive du canal, d'où il faut conclure à un effet important de la couche limite.

4.2.2.5 Évolution du nombre de Mach de l'écoulement dans le diffuseur

Pour la grande ouverture du diffuseur, nous avons obtenu au moyen d'une sonde de pression totale, ainsi que par les calculs, les valeurs suivantes :

$M_{\text{périphérique}}$	$M_{\text{mesuré}}$	$M_{\text{calculé}}$
2	1,52-1,55	1,495-1,55
1,725	1,35-1,37	1,305-1,326

La figure 18 représente la répartition du nombre de Mach dans le diffuseur lorsqu'on admet une évolution isentropique du fluide. A l'admission du canal le nombre de Mach est sensiblement $M = 1{,}42$ et on peut définir les conditions amont du choc supposé droit. Connaissant la position du choc, nous pouvons déduire son intensité théorique. Nous avons donc porté les points correspondant à une recompression par choc droit sur la figure 18. A cause de l'interaction entre l'onde et la couche limite, l'évolution réelle est en fait différente de l'évolution théorique.

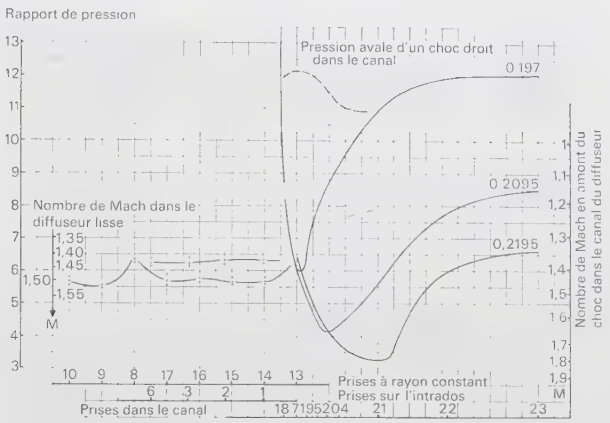


Fig. 18 Évolution du nombre de Mach dans le diffuseur

4.2.2.6 Efficacité du diffuseur

Pour qualifier l'efficacité du fonctionnement du diffuseur, on peut définir un rendement du diffuseur et des coefficients de récupération de pression.

— *Rendement*

Le rendement de récupération de l'énergie cinétique peut être caractérisé par le rapport du travail de récupération à l'énergie cinétique à l'entrée du diffuseur, sans tenir compte des pertes de pression du diffuseur d'arrêt à la traversée des ondes de choc. Ce rendement s'écrit :

$$\eta = \frac{\text{travail isentropique de compression réalisé dans le diffuseur}}{\text{énergie cinétique à l'admission}}$$

La courbe portée dans la figure 19 montre la grande importance de la position du choc dans le diffuseur. Elle montre également la possibilité de récupérer plus de 60 % de l'énergie cinétique de l'admission.

— *Coefficients de récupération de la pression* (fig. 20)

La différence de pression récupérée peut être rapportée à la différence de pression dynamique de

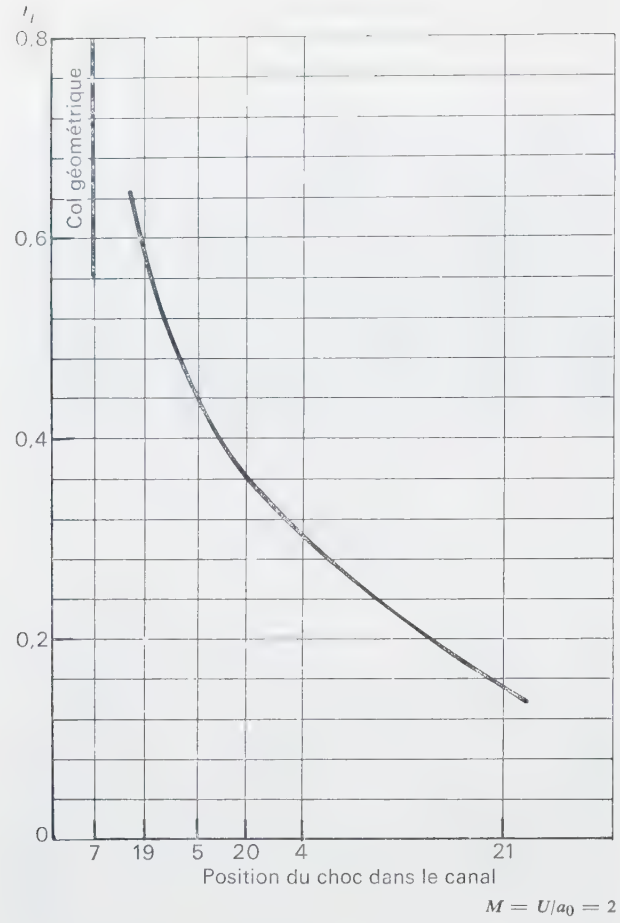


Fig. 19 Rendement du diffuseur

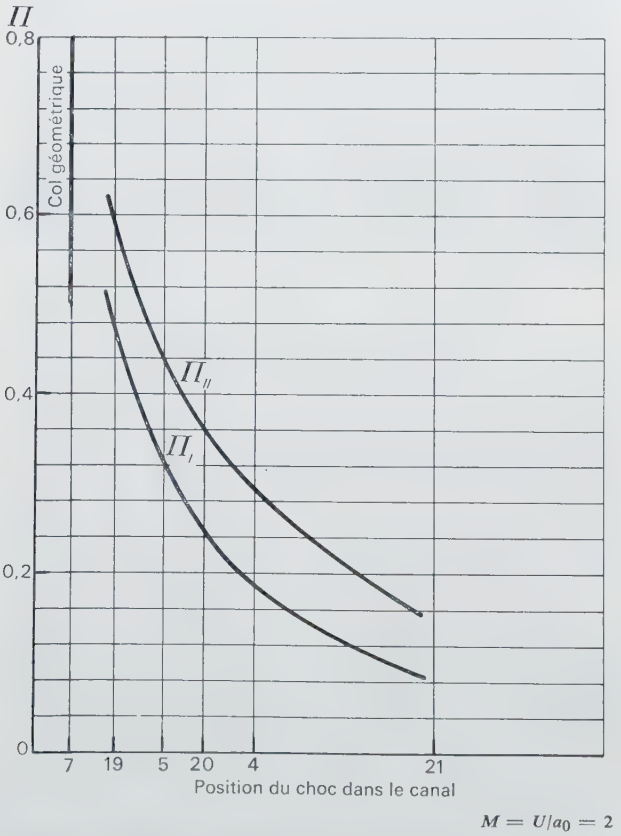


Fig. 20 Coefficients de récupération de la pression

l'écoulement à l'entrée du diffuseur.

$$\Pi_I = \frac{\Delta p_{\text{récupérée}}}{(p_{\text{tot}} - p_{\text{stat}})_{\text{adm}}}$$

En tenant compte des pertes théoriques par choc, définissons :

$$\Pi_{II} = \frac{\Delta p_{\text{récupérée}}}{(p_{\text{tot}} - p_{\text{stat}})_{\overline{\text{adm}}} \sum \Delta p_{\text{choc}}}$$

4.3 Caractéristiques générales du compresseur

4.3.1 *Répartition des pertes*

Nous avons représenté sur la figure 21 à titre d'exemple un bilan énergétique. La droite cotée 1 donne l'accroissement d'enthalpie correspondant à une machine idéale à nombre infini de pales. Comme dans le régime analysé, le débit traité dans la machine est très faible par rapport aux possibilités de la roue, et aux dimensions du carter extérieur, les pertes par frottement pariétal et celles par échange de chaleur vers l'environnement atteignent des proportions impor-

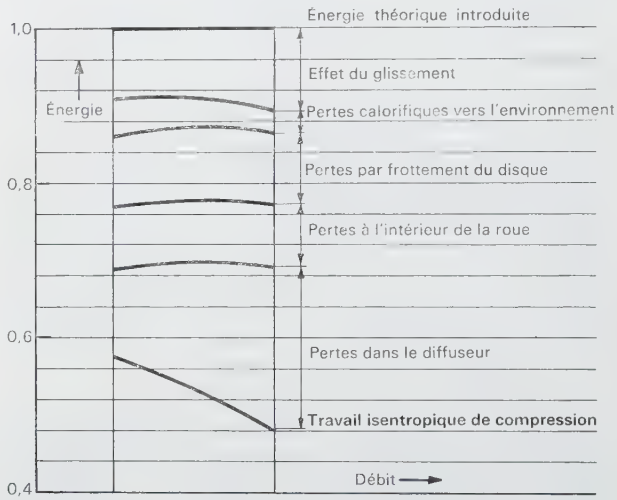


Fig. 21 Réparation des pertes dans le compresseur

tantes. Le résultat le plus marquant du bilan est la grande variation de pertes dans le diffuseur en fonction du point d'adaptation du compresseur.

4.3.2 *Évolution du débit*

Nous avons tracé sur la figure 22 deux courbes correspondant à deux valeurs de la section du col du diffuseur et montrant l'évolution du débit du compresseur en fonction du nombre de Mach périphérique.

On peut distinguer sur la courbe les points suivants :

— évolution quasi linéaire du débit pour le nombre de Mach faible,

— évolution non linéaire avec apparition des effets de compressibilité,

— inflexion de la courbe lorsque la périphérie de la roue d'entrée devient sonique.

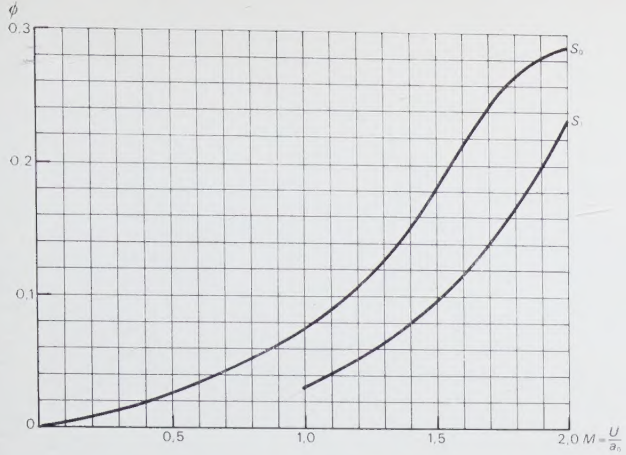


Fig. 22 Évolution du débit

4.3.3 *Courbes caractéristiques débit-pression* (fig. 23)

Les courbes débit-pression ont la forme caractéristique des compresseurs à vitesse élevée; seul un étroit domaine de débit est obtenu pour chaque isovitesse. Les isovitesses à trait fort correspondent à des régimes sans prérotation et à un calage constant du diffuseur. Les courbes en trait fin indiquent l'effet

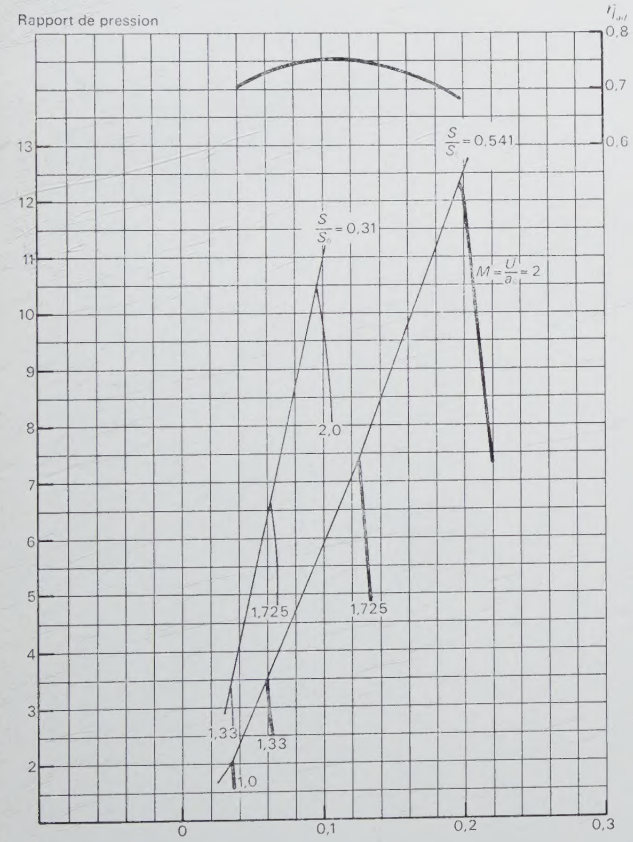


Fig. 23 Courbes caractéristiques débit-pression

conjugué de la diminution de l'angle de calage du diffuseur et de l'apparition d'une composante rotationnelle de la vitesse devant la roue d'entrée. Le diagramme confirme qu'il est possible de réaliser une large plage de débit même dans le cas de l'emploi d'un diffuseur supersonique par modification du calage des organes de réglage : aubes de prérotation et aubes du diffuseur. Pour les isovitesses égales ou inférieures à $M = 1{,}725$, les rapports de pression maximales restent approximativement constantes pour une plage considérable de débit. Il faut encore noter la valeur élevée du rapport de pression réalisé par un seul étage.

5 CONCLUSION

Le développement des compresseurs centrifuges destinés à fournir des rapports de pression de plus en plus élevés, nécessite une analyse détaillée des processus de compression. La théorie des écoulements potentiels n'est plus valable, surtout aux régimes où apparaissent des ondes de choc. Comme dans ces régimes les pertes et irréversibilités modifient l'écoulement d'une façon considérable, l'expérimentation suivie d'une interprétation théorique, prend une place de première importance, si on veut améliorer les performances de la machine.

C'est ainsi que l'écoulement supersonique à la sortie du mobile est étudié au moyen de la méthode des caractéristiques et les résultats obtenus sont confrontés avec les relevés de pression et vues strioscopiques prises sur une machine réelle. On en conclut que la surface externe du mobile du compresseur joue le rôle d'une surface isobare, réfléchissant les ondes incidentes avec changement de signe, ce qui permet d'analyser de façon fine l'écoulement dans le diffuseur. On en déduit les règles d'évolution globale du fluide et une idée qualitative sur les pertes dans cette partie importante de la machine.

BIBLIOGRAPHIE

[1] Shapiro, A.H., *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluide Flow*, volume I: II, The Ronald Press Company, New York.

[2] Eckert-Schnell, *Axialkompressoren und Radialkompressoren*, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heildelberg, 1961.

[3] Fabri, J. et Siestrunck, R., Étude des divers régimes d'écoulement dans l'élargissement brusque d'une veine supersonique. *Revue générale des Sciences appliquées*, II, 4, Bruxelles, 1955.

[4] Le Manach, J. et Paulon, J., Étude des pertes dans un compresseur centrifuge à grande vitesse de rotation, *La Recherche Aéronautique*, n° 69, mars-avril 1959.

[5] Stahler, A.F., Transonic Flow Problems in Centrifugal Compressors. Centrifugal Compressors SAE, *Technical Progress Series*, vol. 3, 1961.

[6] Stahler, A.F., The Slip Factor of a Radial Bladed Centrifugal Compressor, *ASME PAPER*, 64-GTP-1.

[7] Carriere, P., Méthodes théoriques d'étude des écoulements supersoniques, *Publications Scientifiques et Techniques du Ministère de l'Air*, 1964.

[8] Fabri, J. et Siestrunck, R., La limitation du débit dans les compresseurs supersoniques, *Entropie*, n° 11, 1966.

[9] Hortobagyi, F., *Contribution à l'étude des compresseurs centrifuges à hautes performances*, Thèse de doctorat, Sorbonne, 1966.

[10] Brevet d'invention français n° 1232 326.

[11] Brevet d'invention français n° 1405 388.